

特許出願人
国名 アメリカ合衆国
出願日 1974年12月4日
出願番号 第529298号

願 (特許法第38条たゞし哲)
(の規定による特許出願)

昭和50年12月4日

特許庁長官 清水英雄殿

1. 発明の名称

高トルク歯車

2. 特許請求の範囲に記載された発明の数 15

3. 発明者

特許出願人と同じ

4. 特許出願人

住所 アメリカ合衆国カリフォルニア州94708.
バークレイ・アーチ・ストリート 1331番
氏名 ウィリアム・エス・ルーベロール
国籍 アメリカ合衆国

5. 代理人

住所 東京都千代田区大手町二丁目2番1号
新大手町ビル206号室
電話 東京(270) 6641番(大代表)
氏名 (2770) 弁理士 清 浅 恭 三
50 144913 (外2名)

明細書

1. [発明の名称]

高トルク歯車

2. [特許請求の範囲]

(1) 一对の噛合歯車において、該一对の歯車のピッチ線に垂直な作用歯形を有し前記ピッチ線から実質的に離れた限界点を有するよう形成された合歯を含み、前記一对の歯車の少なくとも一方の歯形は前記一对の歯車の一方のピッチ面からの距離が増大するような曲率を有する部分を備えている高トルク歯車。

(2) 1対の歯車において前記の歯が前記歯車のリムと横切つて前記1対の歯車のピッチ線に関してなるための方向に延長している前記特許請求の範囲第1項の歯車。

(1)

—235—

⑯ 日本国特許庁

公開特許公報

⑯ 特開昭 51-82851

⑯ 公開日 昭51. (1976) 7. 20

⑯ 特願昭 50-144913

⑯ 出願日 昭50. (1975) 12. 4

審査請求 未請求 (全10頁)

庁内整理番号

2125 31

⑯ 日本分類

53 B11

⑯ Int.Cl²

F16H 44/08

(3) 1対の歯車において前記方向が前記1対の面の幅にわたつて少なくも1歯の重なり(オーバーラップ)を生ずるのに十分の傾斜をもつ前記特許請求の範囲第2項の歯車。

(4) 1対の歯車において前記歯形部分が r_1 を曲率半径、 S を原点からの曲線に沿う距離、 α をより大きい指数、 C を定数とするとき $r_1 = C/S^\alpha$ という形の曲線よりなる前記特許請求の範囲第1項の歯車。

(5) 1対の歯車で前記部分が、 C を定数、 α をより大きい数値、 γ を圧力角に垂直に測る歯形座標、 α を γ 方向から直角に測る歯形曲線の座標とするとき $\alpha = C \gamma^\alpha$ という形の指數曲線を含む前記特許請求の範囲第1項の歯車。

(6) 1対の歯車において前記歯車が最大許容トル

(2)

—235—

クを伝達しているときに咬み合う歯と歯の間に実質的に前記歯の歯先面に接面となる接触領域を生ずるような全相対曲率をもつ前記特許請求の範囲第1項の歯車。

(7) 1対の歯車において前記両歯形が前記1対の1方のピッチ面の両側に延びている前記特許請求の範囲第1項の歯車。

(8) 1対の歯車において前記両歯形が前記ピッチ面の相反する両側において逆の曲がりをもつ前記特許請求の範囲第7項の歯車。

(9) 1対の歯車において前記歯形は曲率半径が無限大の1点をもつ前記特許請求の範囲第8項の歯車。

(10) 1対の歯車において前記歯形が2つの限界点をもつ前記特許請求の範囲第8項の歯車。

(3)

特許請求の範囲第1項の歯車。

3. [発明の詳細な説明]

本発明は歯車の歯形および形状に関する。特に、本発明の歯車系のトルク容量を増大する歯形に関する。本発明はあらゆるタイプの歯車に応用することができる。

インボリュート歯形よりもすぐれたトルク容量を与えるように設計された歯形に関する多くの特許が知られている。例えばDareingに対する米国特許第3,220,279号、Guestへの第2,128,815号、Championへの第2,808,732号、Trbojevichへの第1,973,185号、Leggattへの第3,180,172号、Soperへの第3,371,552号、Holdenerへの第1,538,328号、Saariへの第3,631,736号；またBostockおよびBramley-Mooreへの英

特開 昭51-82851(2)

(1) 1対の歯車において前記2つの限界点が前記ピッチ面の反対側にある前記特許請求の範囲第10項の歯車。

(2) 1対の歯車において前記指数が1の値をもつ前記特許請求の範囲第4項の歯車。

(3) 1対の歯車において前記部分が前記1対の歯車の1方の全有効歯形を含む前記特許請求の範囲第1項の歯車。

(4) 1対の歯車において前記部分が前記1対の歯車のそれぞれの全有効歯形を含む前記特許請求の範囲第1項の歯車。

(5) 1対の歯車において前記1対の歯車のそれぞれが、 r_1 を曲率半径、 S を原点からの曲線に沿う距離、 m を0より大きい指数、 C を定数として $r_1 = C / S^m$ の形の曲線よりなる部分を含む前記

(4)

国特許第186,436号、Wildhaberへの第206,163号；Wildhaberへの米国特許第1,501,750号；またNovikovへのソ連邦特許第109,750号、がある。

これらの特許で開示された各種の歯車形式の大部分は生産過程まで到達しなかつた。おわりの3者だけがWildhaber-Novikov、"W-N"、またはNovikov歯車といつた名称のもとにかなりの程度まで実用に供された。その理由は十分に注意を払つて設計されるとインボリュート歯の2倍乃至3倍のトルク容量をもたせることができるとからである。

しかしNovikov歯車の欠点は装設条件の苛酷さにある。数千分の一インチの距離にある円弧歯形の密接な間連によつて高トルク容量を発揮すると

(5)

(6)

いう特性のものだから、歯車中心間距離の許容誤差が非常に僅小である。圧力線が円弧の中心を通過しなければならぬので、歯車中心距離が少しでも拡がつたり、歯車を反対向けて押すような力のために軸や軸受が撓むと、圧力角が大幅に減る。極端な場合にはこれらの影響により圧力角が30°の設計値から0°に近いものになつてしまつたために、歯の負荷のすべてが凹面の歯先にかかるようになる。もしこうなると動作が粗く、又ノイズが発生し、歯が破損する公算が高まる。

本発明の目的はNovikov歯車の欠点を是正するためにそれと同程度のトルク容量を保有しながら中心間距離の誤差にそれほど鋭敏ではないようになることにある。

この目的およびその他の目的を達成するための

(7)

それぞれの半径とする同心円17、18に対しそれぞれEおよびFで接線となる。これらの垂線はピッチ点Pを通過しないので、歯形13は点BおよびDでは共役ではなくなる。このことはこれらの点で接触する1対の咬み合歯形は速度比 $P0_2/P0_1$ （ただしO₂は駆動される側の歯車の中心）に比例する角運動を伝達しない、すなわち1対の歯車の速度比は歯がらせんでしかも少なくも1対の咬み合歯形が点Cのような点で接触していることのために保持されているとすると、BおよびDにおける歯形は1つが他を押しつけるか、または互いに分離（換言すれば負荷のかかつている場合には互いに圧力をかけてくるか、または圧力を解放する）の状態にならなければならぬことを意味する。

もし1対の咬み合歯車の歯形がピッチ点Pを

(9)

方法および本発明の利点は添附図面を参照してなされた次の説明により明らかにする。

第1図を参照して詳細にのべると、総体的に符号12で示された歯車の歯11は歯形13を有しており、この歯車の順次の位置が符号13、15および15'で示してあり、又その相手の歯（図示せず）との接触点の経路が符号14で示してある。符号15は歯先円、16はピッチ円を示す。歯車12がO₁を中心矢印で示す方向へ回転するに伴い歯形13は作用線14と点E、C、Dの間に交わる。これら3位置における歯形への垂線はそれぞれBE、CP、DFである。

これら3つの垂線のうち、ただ1つのCPだけがピッチ点Pを通過することに注目されたい。他の2本の垂線はPを中心とLEPおよびFEPをそ

(8)

通る距離dの共通垂線を接触点においてもつ場合には、両歯形が互いに接近または分離中の相対速度 v_c は（速度比がピッチ点における1つまたはそれ以上の歯形により1定に維持されていると仮定したときに）次の式により表わされる。

$$V_c = W_1 \left(1 + \frac{1}{G} \right) d \quad \dots \quad (1)$$

ここで W_1 は駆動歯車の角速度、またGは速度比である。もしこの共通垂線が中心線O₁O₂とピッチ点と被駆動歯車O₂との間で（BEのように）交差するとすれば、両歯形は互いに接近中である。同様にして、もしそれがピッチ点Pと駆動歯車の中心O₁の間で（DFのように）交わる場合には両歯形は分離中である。したがつて第1図に示す歯形がトルクを伝達中とすれば、接触面積の中心におけるストレスの極値および接触面積の大きさは、

(10)

接触点がBからCに向けて動くときに増大し、またCからDに移動するときには次第に減少する。この理由により点Cのことを“限界”(M. J. French教授, "Conformity of Circular-Arc Gears", Journal of Mechanical Engineering Science, 7巻、2号、1965年、第220~223ページ参照)と呼ばれ、または本願においては“限界点”とよぶ。

要するに本願明細書において使用する用語としての“限界点”は、その点における両接触面への共通垂線がピッチ点と交わるが、その点より手前または後の接触線上の点では共通垂線がそれぞれピッチ点よりも被駆動歯車または駆動歯車側を通りような点を意味する。

本発明の顯著な特色は歯が咬み合い過程に入つ

(11)

なくこの中間点においても接触を保つてゐることあり得る。実際には中間点における接触ストレスが両限界点におけるそれとほとんど同じくらいに大きくされる場合に初めて最適歯形設計となる。

本発明の具体的な内容をなす歯形の接近一分離過程の特性が第2図に示してある。これは1対の咬み合う歯形がかみ合い領域を通りときの分離 Δ を時間 t の関数としてプロットしたものである。一定の速度で回転中の歯車においては角度の変位が時間に対して線形の関数であるから、適当なスケールのもとでは Δ の角変位についてのプロットも同じ形状の曲線になるはずである。

第2図の線図において時刻0は被駆動歯車の歯の歯先円がはじめて作用線と交差する時点ら t_1 、 t_2 、 t_3 はそれぞれ歯形が第1の限界点、中間点、

たりそれから出る過程において、咬み合う両歯形が2つの限界点を通過し、両者の中間では歯車の負荷が軽いときには両歯形が接触を断つてゐることである。この特性を得るための基本条件は咬み合う歯形の相対的曲率半径が両限界点間の若干の場所では同じ圧力角のインボリュート歯のそれよりも大きいこと(すなわち R_1 と R_2 とをピッチ半径としのを圧力角とするとき $\sin\theta/(1/R_1 + 1/R_2)$ より大きいこと)である。

2つの限界点の間には咬み合う両歯形の分離が最大になるような1点が存在することに留意すべきである。この点は本願においては“中間点”と称することにする。この中間点では咬み合う両歯面への共通垂線もまたピッチ線と交わる。歯車の負荷が重い場合には1対の歯面は限界点ばかりで

(12)

第2の限界点を通過する時刻、または駆動歯車の歯先円が作用線と交差する時点である。歯車の負荷が軽い場合には1対の歯形が t_1 と t_3 だけで接触すること、また負荷が t_2 において Δ を超えるような局部的表面変形をおこすのに十分な大きさになつてはじめて1本の連続な作用線が生ずることは第2図により明らかである。

第3図は第2図の曲線の時間に関する1次微係数の線図、したがつて1対の歯形の接近または分離の速度のプロットである。この曲線は第2図の曲線の接線が水平となるところで当然ゼロの値をとり、最小(t_1 と t_3)および最大(t_2)の分離のおこる点を表わす。第3図における v_c の正(t 軸より上)の値は共通垂線がピッチ点を(第1図におけるDFのように)駆動歯車側において

(13)

(14)

通過すること、また逆に負(τ 軸より下)の値はそれが(B E 線のように)被駆動歯車側を通過することを表わす。

歯車の歯の歯形設計には1対の噛み合う歯の歯形曲線および接触点経路という3つの曲線が含まれていること、またこれらの曲線の任意の1つを指定すると、他の2つが完全に決定されることが指摘されている。(米国特許3,633,173号)これは共役歯車については真実であるが非共役のものでは成立しない。後者に関しては第2図および第3図にプロットしたような分離または分離速度の曲線が第4の条件指定曲線となり、歯車を完全に指定するのには4つの曲線のうちの2つを明示する必要がある。

したがつて第2図または第3図に示したような

15

と。この最終段階は歯形接線角度と半径ベクトルとを関連づける一般方程式：

$$\tan \phi = \frac{du}{ud\theta} \quad \dots \dots \quad (2)$$

を図上で解釈することを含んでいる。この式においてのは歯形の接線の角度(または注目中の1点における圧力角)、 u は半径ベクトルの長さ、また θ は歯形曲線の極座標形における中心角である。

上記のような歯形の設計法は大部分が図式であるが、ここに開示した歯車系を創成するのに使用するホブまたはシェーバーの基本的ラックの形状は通常の図式“ころがし”方式により設計されるから、いま記したように歯形曲線を図式に設計することは特に欠点とは考えられない。

本発明の内容をなす歯車を設計する別な方法は、1つまたはそれ以上の好みの特性をもち、しか

曲線を本発明の具体的な内容としての歯形を創成するのに用いたり、或いは本発明の具体的な内容としての歯形が与えられた場合にはこれらの曲線を用いて歯面に負荷をかける過程を決定することによりトルク容量について歯車を格付けすることができる。前者の場合には歯形の設計が若干の段階を含む：(a) v_c を決定するのに第3図のたて座標を用い、それから(第1図において P を中心とする1連の円の半径)についての1連の値を計算するのに式(1)を使用する；(b) 設計中の歯形の適当な角変位に相当する接点軌跡上の諸点から前記1連の円への接線を決定する；(c) これらの諸点と歯車中心とを結ぶ線の長さおよびこれらの線と前記の接線とが含む角度を測ること；さらに(d)、このデータから歯形曲線を求めるこ

16

も歯に負荷をかける過程として所要のものが実現されるようするために十分の係数または定数項を含むような数学の方程式をもつて表わされる歯形を指定することによって開始する。接点軌跡の形状や歯面負荷のかけ方(第3図)の指定に応じて、変曲点をもつ曲線やこれをもたないものなど(第1図)いろいろのものが用いられる。限界点はどちらも両歯車軸を含む平面の一方の側にあることもあるが、両側へ等距離または不等距離をへだててまたがあることもある。中間点はピッチ点にあつてもよいし、一方側のこともある。後者の場合には接点軌跡は両歯車軸を含む平面とはもはやピッチ点では交わらなくなり得る。歯先と歯元の厚みは等しいこともあり等しくないこともある。これを不等にする理由はインボリュート歯車の歯

17

18

先の厚みを大歯車と小歯車（ピニオン）とで変えてアンダーカットをへらしたり咬み合いを円滑にしたりピニオン歯の曲げに対する強さを増すのと同じである。

変曲点をもたない第1図に示すような歯形には、接点軌跡と相手の歯形さえ適当にえらんとありさえすればほとんど任意の曲線を使用することができます。適当な偏心をもつた円弧のような曲率半径が均等でない曲線と組み合わせると直線歯形や円弧でさえ使用可能である。

第4図に示すような変曲点をもつ歯形曲線は、変曲点をもたない歯形と比較すると、歯の曲げに対する強さを改善したり、経路の長さがへるために摩擦、加熱および摩耗がへつて滑りと転がりの比や潤滑材を把握する性質と改善するといつた長

(19)

りのところで局部的応力増大を生じ、また相手の歯形の全曲率との差を増さない限り分離の問題を生ずる可能性がある。

本発明の実施に使用する歯で長所が最も多く短所が最も少ない曲線は“鉄道用つなぎらせん”と称されるものである。その一般形は

$$r_1 = C / s^m \quad \dots \dots \quad (4)$$

ここで r_1 は曲率半径、 C は曲率変化を支配する定数、 s は原点から曲線に沿つて測る距離、 m は0より大きい指数である。鉄道線路またはハイウェイの直線部分を一定の曲率の曲がり部分へつなぐのに用いられる形式は指数 m が1のものであつて、起点($s = 0$)において曲率が無限大という特性をもつ。 α を曲線の方位角とするときに曲率半径は $1/s / 4 \alpha^2 C$ 等しいから、“鉄道らせん”的方程

(20)

特開 昭51-82851(6)
所をそなえている。少なくも1つの変曲線を含むようないろいろな連続の数学的関数が歯形用として使用される。たとえば3角関数、双曲線関数、または

$$y = C x^n \quad \dots \dots \quad (3)$$

という形の格数関数であり、 n は2.00よりも大きい任意の数値でありこのために x に関する y の2次微係数が原点において0になりその点で無限大の曲率半径を与える。

しかしこれらの関数の多くは、曲率の変わり方についての制限とか不適当な箇所に“曲がり”を生ずるような欠点を伴う。たとえば式(3)の指数 n を3にとれば3次曲線となり角度 24.5° の切線のところの“曲がり”まで曲率半径が減少しつづけ、その点をすぎてから増大する。このために“曲が

(21)

式は次の形へ積分されることは明らかである。

$$\alpha = s^2 / 2 C \quad \dots \dots \quad (5)$$

“鉄道らせん”をこの形に表わすと、それは $\alpha = 1/2 C$ の場合の直線、 $\alpha = s / 2C$ として得られる半径 $2C$ の円を含む第3の簡単な基礎的曲線であることがわかる。

上記(5)式の両辺の正弦（サイン）または余弦（コサイン）をとり、 $\sin \alpha = dy/ds$ と $\cos \alpha = dx/ds$ を留意すれば、結果として得られる式をMacLaurinの公式によつて展開して各項ごとに積分すれば直交座標系においての鉄道らせんの係数形方程式が得られる。

第4図において O_1 を中心とする駆動歯車41が O_2 を中心とする歯車42を駆動する。歯車41、42の歯形は鉄道らせんで形成されており、それ

(22)

それ3つの位置43、43、43"および44、44'、44"が順次示してある。接触点軌跡45は歯車42の歯先円46を起点とし限界点C₁、ピッチ点P、限界点C₂をへて歯車41の歯先円47の終点に到達する。ピッチ点では曲率半径r₁が無限大であるから、この点における径路45の勾配は同じ点における歯形43、44のそれに等しい。C₁およびC₂における共通垂線は共にピッチ点Pを通過するけれどもこの点では歯形が接触しておらないことに注意を要する。ピッチ点で歯形が接触するのは重い負荷のかかつている場合に限られるので、その領域における接触点軌跡は破線をもつて示してある。図に示したような形状の場合には径路45はこの部分で急勾配で短かい。咬み合い作用はピッチ点Pの近くでおこるので歯面

23

方の歯車の歯先と他の歯車の歯元とを除去すると、通常のNovikov歯車系に似た歯車系が得られるが、歯形曲線が円弧ではなく鉄道らせんであることがある。そのためには負荷容量は少し減少するけれども、重い負荷の場合を除けば歯形がPでは接触しないので、中心間距離の誤差のために歯が折損する公算がはるかに少なくなる。しかしこの歯形は一般的の変曲点を含む歯のようには破損に関して強くはない。その理由は変曲点のある歯の高さを2倍にすると、曲げモーメントも2倍になるのに対し、ピッチを2倍にすると歯のはりとしての強さが4倍になることがある。

大きなトルクを伝達する用途で中心距離が精密に調整できる場合には、本発明についてここに示した特性の若干をNovikov系のそれと結合するこ

の相対的すべりは最小限におさえられ、したがつて摩擦、加熱および摩耗も少ない。もし接触点軌跡としてもつと長くて平坦なものを使用すると、中心間距離の誤差については鈍感になるけれども、トルク容量が少なくなると共に摩擦、加熱、摩耗を増す。

本発明を実施する歯車の歯には広範囲にわたる圧力角を使用することができる。圧力角を大きくすると引きはなす向きに働く力が大きくなり歯車の据付基礎の弾性変形によつて中心距離の偏差を生ずる。したがつて重い負荷をまかうのには0から10°までの圧力角が好適である。また他方ににおいて45°またはそれ以上の圧力角を採用すると摩擦と摩耗が最小限にとどめられる。

第4図に示した歯に関連して注意したいのは一

24

とが望まれことがある。通常の鉄道線路の曲線の中央部が普通の円弧であることによつて、遷移部分のらせんの曲率が急増して高くなりすぎ、おそい列車がてんぶくすることをさける。すなわち鉄道らせん曲線の外側部分は普通の円弧またはだ円におきかえられる。これによつて"複合"歯形を生じ、それは曲率に不連続がなければホブにかけられるが、許容負荷を計算しようとする設計者には問題となる。もつとよい代案は設計しようとする特定の歯車系についての要求をみたすように歯形曲線の方程式の係数(パラメータ)を変えることである。通常の鉄道らせんでは乗客の快適さを最大にして"ジャーク"(弧の距離δの時間にわたる第3次微係数)を最小にするために(4)式の指數nに1の値をとるが、歯車の歯に用いるらせ

25

26

ん曲線に関してはそのような制限がない。接触面積の位置、形状および大きさを所要のものにするために(3)および(4)式の定数および指数には広範囲にわたる整数やそうでない数値を用いてよい。それらの値はしばしば歯形の咬み合いの部分に応じて不等である。

この種の歯車系を特色づけるような不連続な接触領域51、52が図5に示してある。この図において歯はらせんの方向に直角の向きから見たものである。限界点は53、54また中間点は55にある。この場合に中間点はピッチ面と歯面57の交わりを表わす線56の上にある。

第6図は第5図において別々の2つの接触領域51、52が負荷を増すと拡大されて1つのつながつた接触領域61を形成するに至る様子を示す。

27

同一ではない。

ここに明らかにした形式の最適歯車系はヘリカル(またはかさ歯車のときはらせん)であるが、非役性からの偏れは非常に微小で千分の十インチの程度である。したがつて平歯車または直線かさ歯車は、特にその歯形曲線が隣接する限界点間の回転角がピッチ角の整数倍、できれば2倍になるよう設計することができれば、標準のインボリュート歯に比べてさえ、極めて円滑に動作することが可能である。普通このときには接触点軌跡が平坦で圧力角が小さい。

本願は横断面において定義される歯車の歯の歯形曲線のいくつかの特性に関するものである。ヘリカルまたはらせんかさ歯車の場合には垂直面上で指定される曲線に合わせて歯切工具を形成する

この領域61の形状は使用する歯形曲線に応じて大きく変わるが、適正に設計された歯車ではその内端と外端とは咬み合う歯車の歯先円が事実上の接線となる。第5図の接触領域51、52および第6図の61は歯車の回転に伴つてらせん角に依存する速さで歯面上を長さ方向に移動する。

ここに開示した歯車系は普通の歯切法の何れを用いても製作され得る。先にのべた通りホブおよびシェーバーの形は通常の“ころがし”(ロールアウト)の方法により決定される基礎的ラックの形状に形成しなければならない。これによつてラックの形状は切られる歯車と共役になる。ただしそのようなカッタを用いて切られる2つの歯車は相互に共役ではないし、ラックとビニオンの1組に対するラックの歯形曲線は基礎的ラックの曲線と

28

ことが望ましいことがあることを認める。ここで指定されたすべての曲線について類似の曲線が垂直面上に存在し、垂直面から横断面およびその逆の向きに歯形上の諸点を変換するためには標準の手順が利用できる。したがつてここに含まれる諸概念および数学的諸関係は横断面上の歯形と垂直面上のそれとに等しく適用されるものと解釈すべきである。

第4図に示した本発明の実施例における僅かな中心距離の誤差の影響は咬み合う歯形間の関係を考慮すると明らかにされる。中心距離が過小であるように装設すると、歯形曲線の適合を増すことになり限界点がピッチ点からなれる方向に少し移動し分離する向きの力が少しふえる。逆に歯車を離れすぎた位置に装設すると、逆のふれを生ず

29

-242-

30

ふがトルク容限にはさして変化なく Novikov 齧車系におけるように被駆動歯車のさきに負荷がかかるつてその破損の公算を増すような傾向は生じない。

第4図の実施例における摩耗の影響は一般にインボリュート歯の場合ほど有害ではない。最大接触応力がおこるのは限界点においてであるがこれらの点での摩耗はこれらの点および主たる歯面の負荷をピッチ点へ近づく方向に移動させる。その点における相対曲率半径は無限大だからそこで負荷が増大しても有害ではない。インボリュート歯の場合の歯先と歯元のもつと急速な滑りと摩耗もまた負荷をピッチ線の万へ漸次移行させるが、インボリュート歯はその点において設計応力が低く相対曲率半径が無限大という利点をそなえておら

31)

4. [図面の簡単な説明]

第1図は“接触限界点”の近くにおける歯形を横断面上で示した概略図、第2図はかみ合い領域を通過中の1対の歯形間のすき間を時間の関数としてプロットした線図、

第3図は第2図の曲線の時間に関する1次微係数、すなわち1対の歯形が接近または互いに分離する速度をプロットした線図、

第4図は変曲点を含む1対の歯形を3つの箇所で示す断面図、

第5図はトルク負荷が低いときに限界点を囲む断続した接触領域を示すものでらせんに垂直な面上での歯車の歯を示す一部切欠する斜視図、

第6図は第5図と同じものでトルクを増大して2つの分離していく接触領域が1つのつながつた

特開 昭51-82851 (9)
ない。したがつてピッチ線の領域は一般にインボリュート歯車において過大応力による表面疲労の害が最初に生ずる部分である。

本願について、つきの用語はつきの意味をもつものとする：“ピッチ面”とはピッチ線が歯直軸の周りを一定の距離を保つて動くことにより生ずる回転面；“圧力角”とは1つの円いピッチ弧が横断面に含む中心角；“接触点経路（軌跡）”とは接触領域と接触点経路を含む横断面との交差線の中心の諸点の軌跡を意味し、ここに記述の歯車は非共役であるからどれくらいのトルクが伝達されているかに応じて長くなつたり短かくなつたりする；“全曲率”とは有効歯形曲線の両極限への接線の形成する角度；また“全相対曲率”とは1対の咬み合う歯形曲線の全曲率の差を意味する。

32)

領域になつた歯を示す一部切欠する斜視図である。

11…歯、 13…歯形、 14…接触経路、
16…ピッチ円、 41…駆動歯車、
42…被駆動歯車、 43、 44…歯形、
C₁、 C₂…限界点、 P…ピッチ点。

特許出願人 ウィリアム・エス・ルーベロール

代理人 弁理士 湯浅恭三

代理人 弁理士 池永光彌

代理人 弁理士 今井庄亮

33)

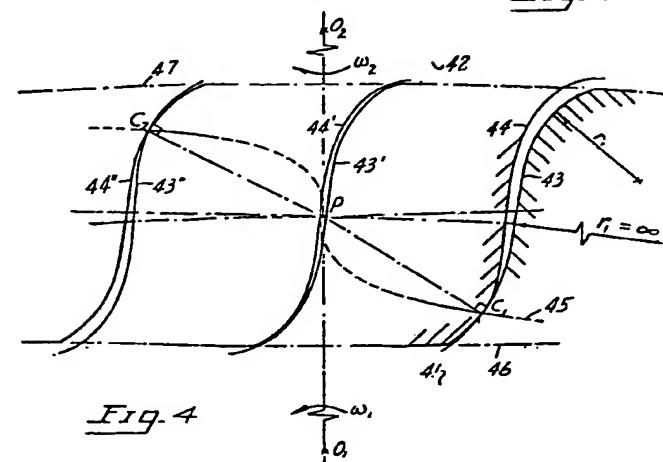
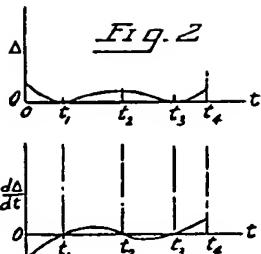
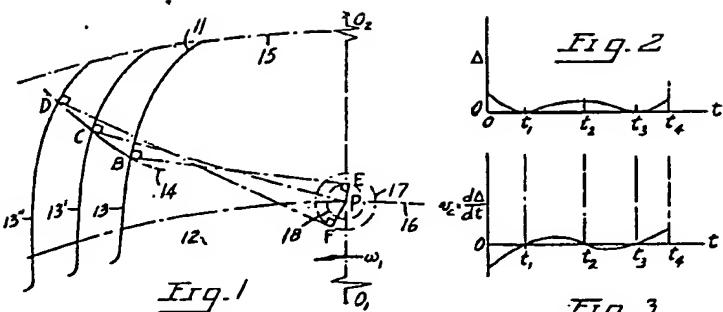


Fig. 4

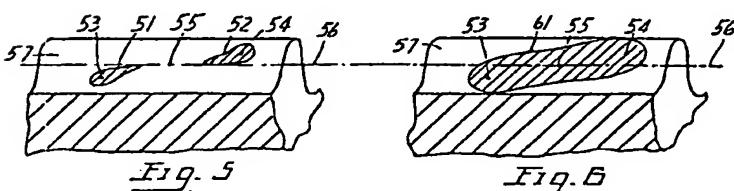


Fig. 5

1000

特贈 昭51-8285†(10)

6. 添付書類の目録

(1) 委任狀及決文 各 1 通
 (2) 慶祝權証明書及決文 各 1 通
 (3) 胡 細 書 1 通
 (4) 圖 面 1 通

7. 前記以外の代理人

住 所 東京都千代田区大手町二丁目2番1号
新大手町ビル206号室

氏名 (6355) 弗理士 池永光 張

住 所 同 所

氏名 (7112) · 井理士 今井庄亮